

УДК 621.86.017.4

Є.В. ХАРЧЕНКО, Ю.Є. НОСОВ

Національний університет “Львівська політехніка”,  
кафедра опору матеріалів

## ВПЛИВ НЕСТАЦІОНАРНИХ ПРОЦЕСІВ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ВІДКРИТОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ БУДІВЕЛЬНОГО ПІДЙІМАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ

© Харченко Є. В., Носов Ю. Є., 2012

*Виконана оцінка довговічності елементів будівельного підйимального пристрою на прикладі зубців привідної шестерні. Спектр динамічних навантажень, що діє на шестерню, враховує нестационарні режими пуску і зупинки та усталені режими роботи підйимального пристрою. Досліджено вплив нестационарних процесів, маси транспортованого вантажу та геометричних параметрів зубчастої передачі на її ресурс.*

*There is performed elements durability estimation of the building lifting device for the example of drive gear teeth. The dynamic loads spectrum considers the nonstationary modes of drive start and stop and the established modes. There is investigated the influence of the nonstationary processes, the mass of the transported cargo and geometrical parameters of the gear on its resource.*

**Вступ.** Важливим напрямом сучасної динаміки і технічної діагностики машинних агрегатів є визначення впливу динамічних процесів на витривалість елементів конструкцій. Зазвичай, розрахунки на втомну міцність проводять з урахуванням лише періодично змінних напружень, оскільки усталені режими роботи машин є значно тривалішими порівняно з перехідними. Однак чималу роль у втомному руйнуванні елементів конструкцій відіграють нестационарні навантаження. Це пояснюється тим, що під час розгону, гальмування або зміни режиму роботи привідної системи виникають інтенсивні коливальні явища [1], які нерідко призводять до накопичення втомних пошкоджень у деталях і вузлах [2, 3]. Комбінація стаціонарних та нестационарних динамічних навантажень яскраво проявляється у підйимально-транспортних машинах, технологічні цикли яких включають режими усталеного руху, пуски і зупинки [4–6].

Під час спорудження сучасних будівель застосовують підйимальні пристрої, що мають щоглову несівну конструкцію, яка кріпиться у багатьох місцях до стіни будівлі, а також транспортуючий орган у вигляді візка, що переміщається щоглою [7]. Висота підймання вантажів нерідко сягає десятків і навіть сотень метрів, тому привід підйимального пристрою переважно монтують у візку. Рух транспортувального органа здійснюється за допомогою зубчастої передачі, що утворюється шестернею та рейкою, закріпленою на щоглі. Для зменшення навантажень елементів приводу застосовують противагу у вигляді вантажу, пов'язаного з візком за допомогою каната, перекинутого через шків. Оскільки значна частина елементів приводу працює в умовах дії циклічних навантажень, надійність підйимальної системи безпосередньо пов'язана з витривалістю деталей та вузлів. Часті пуски та зупинки привідної системи зумовлюють нестационарний характер навантажень.

Задачі прогнозування ресурсу елементів конструкцій, що сприймають циклічні навантаження зі змінною амплітудою, здебільшого спираються на комп'ютерні алгоритми аналізу росту тріщин [8–10]. Як показують дослідження [11, 12], сучасні моделі росту тріщин у матеріалах забезпечують достовірність розрахункових результатів, що підтверджується експериментальними випробуваннями.

**Мета роботи** – дослідити вплив нестационарних процесів, які виникають під час розгону і гальмування привідної системи будівельного підйимального пристрою, на довговічність елементів конструкції. Дослідження проводяться на прикладі відкритої зубчастої передачі шестерня-рейка.



нерухомому стані, розміщене на входному валу редуктора. Таке розташування гальма обґрунтовується меншими розрахунковими значеннями гальмівного моменту та відсутністю моменту у пружній муфті під час гальмування.

Диференціальні рівняння руху механічної системи та нелінійні диференціальні рівняння електромагнітних процесів у асинхронному двигуні і відповідні до них початкові умови для цього підйомального пристрою наведені у [7, 13]. Аналіз перехідних та усталених режимів роботи підйомальної системи проводимо числовим інтегруванням системи диференціальних рівнянь, поданим у формі Коші.

На рис. 2, 3 показано приклад розрахунку динамічних процесів підйомального пристрою, виконаного за таких вихідних даних. Двигун АО2-71-4 ( $P=22$  кВт;  $\omega_0=157$  рад/с). Параметри механічної системи:  $m_w=2000$  кг;  $m_p=500$  кг;  $u=86$ ;  $d=0,74$  м; довжина каната  $l=102$  м;  $c=2,1 \cdot 10^5$  Н/м;  $\nu=700$  Н·с;  $c_e=320$  Н·м/рад;  $\nu_e=2$  Н·м·с/рад. Колодкове гальмо ТКТ-200/100, номінальне значення гальмівного моменту якого  $150$  Н·м. Задаємо момент початку гальмування  $7$  с, час спрацювання гальма –  $0,15$  с.

З графіка залежності колової сили у зачепленні між привідною шестернею та зубчатою рейкою (рис. 3) бачимо, що для процесу розгону привідної системи, що триває близько  $1$  с (рис. 2), характерні інтенсивні коливання, які переходять у стаціонарні коливання колової сили протягом усталеного руху каретки з вантажем. На початку гальмування ( $7$  с) та у момент зупинки каретки з вантажем ( $8$  с) спостерігаються затухаючі коливання сили з великою амплітудою.

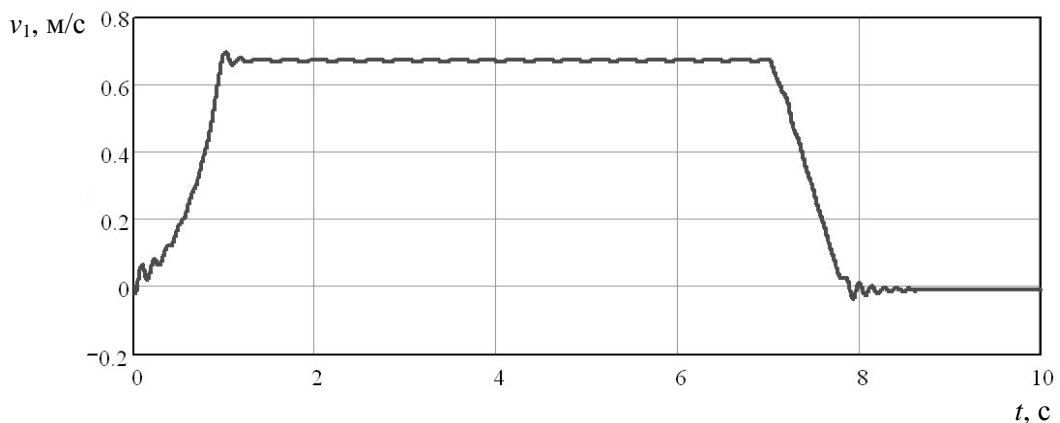


Рис. 2. Часова залежність швидкості руху каретки з вантажем

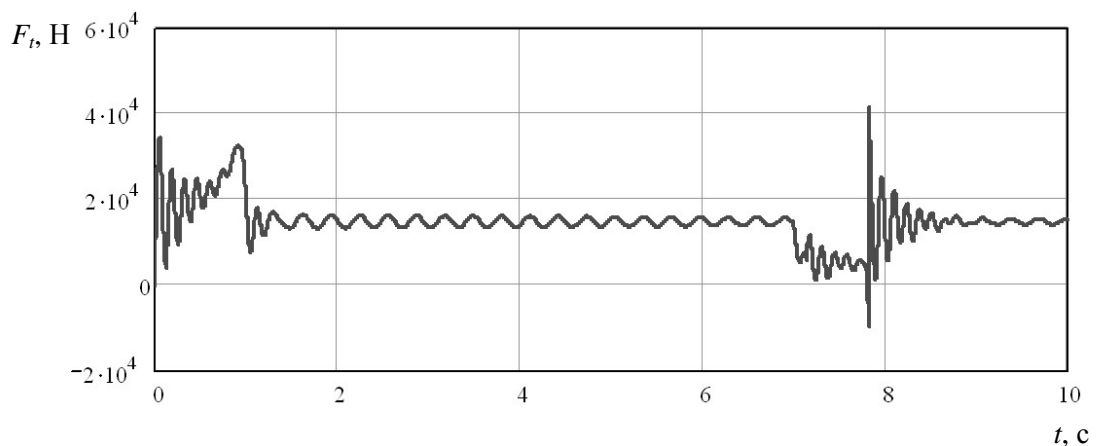


Рис. 3. Часова залежність колової сили у зачепленні шестерні з зубчатою рейкою

**Визначення максимальних напружень у зубцях привідної шестерні.** У відкритих передачах переважно використовуються прямозубі циліндричні великомодульні колеса. Вони не так чутливі до спрацювання, можуть працювати тривалий час після початку втомного викришування активних поверхонь, однак плавність роботи передачі з такими колесами невисока.

На рис. 4 зображено схему навантаження зубця розрахунковою силою, де  $c_0$  – початковий розмір тріщини;  $b$  – ширина зубчастого вінця шестерні. У небезпечному перерізі, який розміщений в основі зубця у зоні концентрації напружень, навантаження  $q_F$  спричиняє напруження згину та стиску. Найсприятливішою ділянкою для зародження та росту тріщини у небезпечному перерізі зубця є зона з максимальними напруженнями розтягу.

Максимальні напруження розтягу у небезпечному перерізі зубця визначаємо за формулою [14]:

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{\omega_{Ft}}{m_n}, \quad (1)$$

де  $Y_F$  – коефіцієнт форми зубців, який визначається з таблиць залежно від еквівалентної кількості зубців  $z_v$ ;  $Y_\varepsilon$  – коефіцієнт перекриття зубців (для прямозубих та косозубих передач можна приймати  $Y_\varepsilon = 1$ );  $Y_\beta$  – коефіцієнт нахилу зубців (для прямозубих передач  $Y_\beta = 1$ );  $m_n$  – нормальний модуль зубчастої передачі;  $\omega_{Ft}$  – питома розрахункова колова сила.

Питому розрахункову колову силу визначаємо за формулою

$$\omega_{Ft} = \frac{F_{Ft}}{b} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}, \quad (2)$$

де  $F_{Ft}$  – колова сила у зачепленні зубчастої передачі;  $K_{F\alpha}$  – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями;  $K_{F\beta}$  – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження за шириною зубчастого вінця шестерні (визначається з графіків залежно від коефіцієнта ширини зубчастого вінця, твердості і схеми закріплення коліс);  $K_{Fv}$  – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження зубців (визначається з таблиць залежно від твердості коліс, ступеня точності та колової швидкості на вінці колеса).

Коефіцієнт  $K_{F\alpha}$  визначаємо за емпіричною формулою

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n_{\text{нв}} - 5)}{4\varepsilon_\alpha},$$

де  $\varepsilon_\alpha$  – коефіцієнт торцевого перекриття;  $n_{\text{нв}}$  – ступінь точності за нормою контакту зубців.

Коефіцієнт торцевого перекриття:

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta,$$

де  $z_1, z_2$  – відповідно кількість зубців шестерні і зубчастого колеса;  $\beta$  – кут нахилу зубців.

Оскільки для передачі шестерня – зубчаста рейка  $z_2 \rightarrow \infty$  та  $\beta = 0$ , то коефіцієнт торцевого перекриття

$$\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \frac{1}{z_1}.$$

Приймаючи такі вихідні дані для зубчастої передачі:  $d_1 = 0,74$  м;  $m_n = 10$  мм;  $z_1 = 74$ ;  $b = 35$  мм;  $n_{\text{нв}} = 7$ , визначаємо величини формул (1), (2) –  $Y_F = 3,613$ ;  $K_{F\alpha} = 0,772$ ;  $K_{F\beta} = 1$ ;  $K_{Fv} = 1,03$ . Підставивши отримані дані у відповідні формули, отримаємо залежність для визначення максимальних напружень (МПа) у небезпечному перерізі зубця від колової сили (Н) у зачепленні привідної шестерні з зубчастою рейкою:

$$\sigma_F = 8,208323 \cdot 10^{-3} \cdot F_t. \quad (3)$$

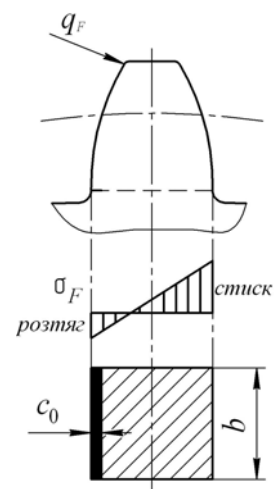


Рис. 4. Схема навантаженого зубця

Навантаження на пошкоджений зубець діє лише під час контакту цього зубця з зубчастою рейкою, тому часову залежність максимальних напружень для одного зубця шестерні записуємо як

$$\sigma_{F1} = \sigma_F, \text{ якщо } 2\pi k \leq \varphi_k < \frac{2\pi}{z_1} + 2\pi k;$$

$$\sigma_{F1} = 0, \text{ якщо } \frac{2\pi}{z_1} + 2\pi k \leq \varphi_k < 2\pi(k+1); \quad k = 0, 1, 2, 3, \dots, \quad (4)$$

де  $\varphi_k$  – кут повороту привідної шестерні:  $\varphi_k = 2x_1/d_1$ .

**Результати розрахунків на витривалість зубців привідної шестерні.** Скористаємося моделлю росту тріщин у матеріалах, що описується рівнянням NASGRO [10]. За допомогою цього рівняння на основі фізико-механічних характеристик матеріалу та спектра максимальних напружень визначаємо швидкість росту тріщини та кількість циклів навантаження до руйнування зубців шестерні. Динамічні зусилля, що виникають у деталях та вузлах пристрою під час руху каретки вгору, є набагато більшими, ніж під час її руху вниз. Тому у цій роботі розрахунки проводимо з урахуванням лише тих навантажень, що одержуються для випадку піднімання вантажу.

У системі AFGROW задаємо ріст наскрізної тріщини від краю зубця до його центра, початкову довжину тріщини приймаємо рівною  $c_0=0,2$  мм. Матеріал шестерні – сталь AISI-SAE 4340 180-200 UTS (Plt & Forg), що відповідно до ГОСТ 4543-71 є еквівалентною легованій сталі 40X2H2MA. Результати розрахунків у вигляді кількості циклів навантаження та напрацювання у годинах до руйнування наведені у табл. 1, де з рядками змінюється маса каретки з вантажем, а зі стовпцями – висота піднімання  $h$ .

З цієї таблиці бачимо, що зі збільшенням маси транспортованого вантажу ресурс зубчастої передачі зменшується, що пояснюється збільшенням середнього значення колової сили у зачепленні. Збільшення висоти піднімання вантажу веде до збільшення кількості циклів та напрацювання у годинах зубця шестерні. Це можна пояснити тим, що зі збільшенням пройденого візком шляху зменшується частка нестационарних навантажень, викликаних пусками та зупинками привідної системи, у загальному спектрі навантажень.

Таблиця 1

**Кількість циклів навантаження (чисельник) та напрацювання у годинах (знаменник) до руйнування зубця привідної шестерні**

$m_w$ , кг	$h$ , м					
	5	10	15	20	25	30
1500	$\frac{2670190}{927,2}$	$\frac{3184464}{1474,3}$	$\frac{3673334}{1997,0}$	$\frac{4419983}{2527,8}$	$\frac{5157420}{3030}$	$\frac{5629558}{3554}$
2000	$\frac{872559}{336,6}$	$\frac{1119684}{518,4}$	$\frac{1260042}{685,0}$	$\frac{1485800}{849,7}$	$\frac{1702620}{1000,3}$	$\frac{1828728}{1154,5}$
2500	$\frac{533610}{185,3}$	$\frac{638677}{272,9}$	$\frac{685980}{348,1}$	$\frac{818843}{419,0}$	$\frac{857325}{479,7}$	$\frac{933888}{540,5}$
3000	$\frac{283041}{100,5}$	$\frac{330036}{150,3}$	$\frac{341628}{185,7}$	$\frac{374085}{213,9}$	$\frac{380418}{235,3}$	$\frac{404426}{255,3}$
3500	$\frac{451626}{71,69}$	$\frac{438360}{101,5}$	$\frac{412048}{120,6}$	$\frac{407334}{136,6}$	$\frac{390538}{148,7}$	$\frac{388552}{158,7}$

Проаналізуємо можливість збільшення ресурсу зубчастої передачі за рахунок збільшення її модуля. Дослідження виконуємо для різних видів тріщин, зображених на рис. 5, де  $w$  – товщина зубця шестерні біля його основи, що визначається за формулою

$$w = m(0,5\pi + 2,5 \cdot \operatorname{tg}\alpha),$$

де  $\alpha$  – кут профілю вихідного контуру ( $\alpha=20^\circ$ ).

Тріщина виду А має прямокутну форму, а її ріст відбувається від краю зубця по усій його ширині; В – тріщина у вигляді сектора кола, яка росте від кута зубця; С – ріст тріщини у формі півкола від центра краю зубця. Параметри механічної системи залишаємо незмінними, окрім маси каретки з вантажем, яку приймаємо  $m_w=2500$  кг. Початковий розмір тріщини –  $c_0=0,7$  мм. Сумарні спектри максимальних напружень будемо, послідовно додаючи спектри напружень, отримані під час піднімання каретки на висоту  $h$  певну кількість разів згідно з табл. 2, що була складена на основі режимів роботи реального будівельного підйомального пристрою. Результати розрахунків проілюстровані на рис. 6.

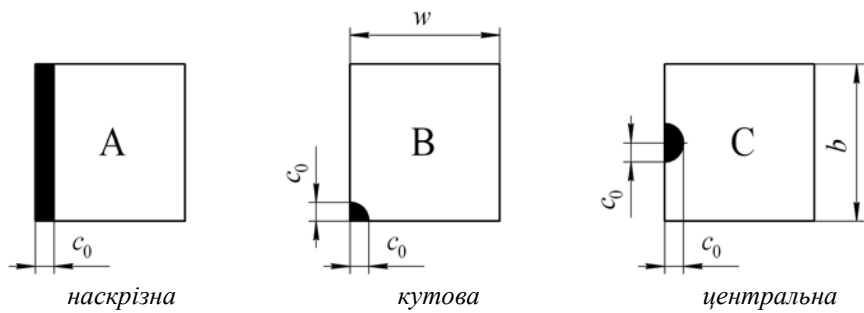


Рис. 5. Можливі види тріщин у поперечному перерізі зубця шестерні

Таблиця 2

**Кількісний розподіл висот піднімання вантажу у спектрі навантажень**

Висота $h$ , м	5	10	15	20	25	30
Кількість піднімань	1	2	3	4	4	5

На рис. 5 бачимо, що зі збільшенням модуля зубчастої передачі зростає її ресурс за залежністю, що нагадує параболічну. За подальшого збільшення модуля ріст тріщини цього початкового розміру ( $c_0$ ) не відбувається за незмінної маси каретки з вантажем, оскільки значення коефіцієнта інтенсивності напружень у поперечному перерізі зубця є недостатнім для настання росту тріщини. Отримані залежності показують, що тріщини типу А є менш чутливими до зміни модуля передачі, наприклад, якщо модуль зубчастої передачі збільшити з 7,4 до 14,8 мм, то її довговічність зросте у 12 разів для тріщин типу В та С, а для тріщин типу А – у 9 разів.

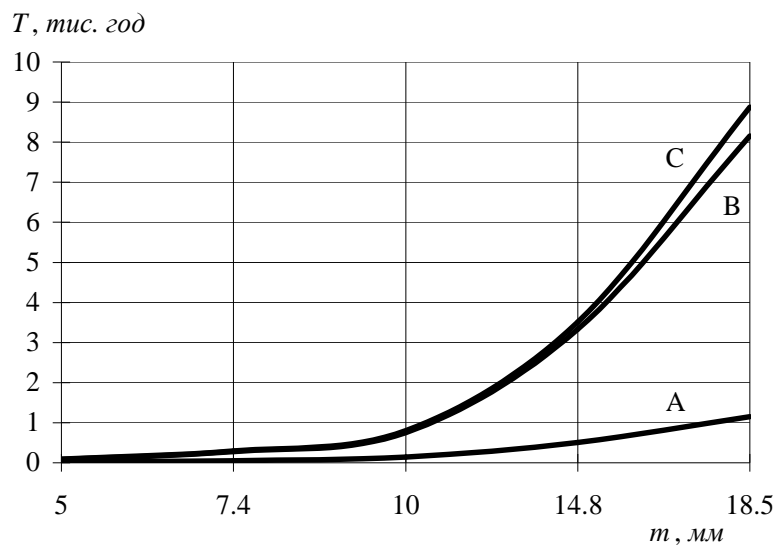


Рис. 6. Залежність ресурсу зубчастого зачеплення від її модуля

**Висновки.** Розглянутий метод дає змогу проводити дослідження ресурсу елементів підйимально-транспортної та іншої техніки з урахуванням нестационарних динамічних явищ, що виникають під час перехідних та усталених режимів роботи приводу.

Оскільки динамічні навантаження у зачепленні привідної шестерні з зубчастою рейкою істотно залежать від маси каретки з вантажем, то ця маса дуже впливає й на характеристики витривалості зубців передачі. Залежність ресурсу зубчастої передачі від висоти піднімання вантажу показала, що динамічні явища, які виникають під час перехідних процесів пуску і гальмування пристрою, істотно впливають на його довговічність. Ресурс зубців шестерні зменшується зі збільшенням частоти пусків і зупинок будівельного підйимального пристрою.

Ефективним засобом для збільшення довговічності зубчастої передачі може бути її модуль. У деяких випадках збільшення модуля передачі вдвічі уможливило збільшити її довговічність більше ніж у 20 разів.

1. Steven H. Strogatz. *Nonlinear Dynamics And Chaos: With Applications To Physics, Biology, Chemistry, And Engineering (Studies in Nonlinearity)* // Westview Press. – 2001. – 498 p.
2. D. Broek. *Elementary Engineering Fracture Mechanics*. – Springer, 1982. – 670 p.
3. Bobyr N. *The Destroying and Damage Model of Metals Materials under Technological Loading* // MECHANICS'98. *Proceedings of the International Scientific Conference, vol. 1*. – Rzeszów: Rzeszów University of Technology, 1998. – P. 151–158.
4. Иванченко Ф. К. *Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин*. – К.: Вища шк., 1978. – 576 с.
5. Рутковский М. А. *Моделирование процесса торможения многоканатной шахтной подъемной установки со шкивом трения, оборудованной дисковым тормозом* / *Науковий вісник НГУ*. – 2010. – № 9–10. – С. 77–84.
6. Михлин Ю. В., Решетникова С. Н., Ахиезер Е. Б. *Решение задачи оптимального управления шахтными подъемными установками* / *Вісник НТУ "ХПИ"* // 36. *наук. пр.* – № 32 (тематичний випуск "Системний аналіз, управління та інформаційні технології"). – 2011.
7. Харченко Є. В., Собковскі С., Носов Ю. Є. *Вплив податливості муфти привідного механізму на динаміку підйимального пристрою* // *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні* / *Український міжвідомчий науково-технічний збірник*. – Львів, 2009. – № 43. – С. 80–87.
8. Perez N. *Fracture mechanics*. – Kluwer Academic Publishers, 2004. – 299 p.
9. Wheeler O.E., *Spectrum Loading and Crack Growth* // *Trans. ASME*, 1972.
10. Harter J.A. *AFGROW User Guide and Technical Manual*. – 2008. – <http://www.afgrow.net/downloads/ddownload.aspx>.
11. Brot A., Matias C. *An evaluation of several retardation models for crack growth prediction under spectrum loading* // *USAF Aircraft Structural Integrity Program Conference*. – Savannah, GA, 2002.
12. Murtagh B. J., Walker K. F. *Comparasion of analytical crack growth modelling and the A-4 wing test experimental results for a fatigue crack in an F-111 wing pivot fitting fuel flow hole number 58* // *DSTO Aeronautical and maritime research laboratory*. – Melbourne: Victoria, 1997. – 25 p.
13. Харченко Є.В., Носов Ю.Є. *Прогнозування тривалості життєвого циклу з'єднуючої скоби каната підйимального пристрою* // *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні* / *Український міжвідомчий науково-технічний збірник*. – Львів, 2011. – №45. – С. 151–159.
14. Павлице В. Т. *Основи конструювання та розрахунок деталей машин: підруч.* – 2-ге вид., перероб. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.